

Step-down harmonic gear has two adjacent and axial toothed rings with different numbers.

Veröffentlichungsnummer DE19708310
Veröffentlichungsdatum: 1998-09-17
Erfinder DOLD MICHAEL (DE)
Anmelder: IMS MORAT SOEHNE GMBH (DE)
Klassifikation:
- Internationale: F16H25/06
- Europäische: F16H49/00B
Anmeldenummer: DE19971008310 19970228
Prioritätsnummer(n): DE19971008310 19970228

Report a data error here

Zusammenfassung von **DE19708310** *(Handwritten note: Zusammenfassung)*

A step-down harmonic gear drive has a rigid supporting ring whose inner face bears gear teeth, and an outer rolling bush (5) with a flexible radius which is elliptically deformed as required by a suitable drive unit. The numbers of inner and outer teeth differ by one or more. The outer mantle rolling bush (5) face (7) has two adjacent and axial toothed rings (5a, 5b) with different numbers of teeth (Z3, Z4), each formed as single non-segmented component.

Daten sind von der **esp@cenet** Datenbank verfügbar - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USPTO)



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑰ Offenlegungsschrift
⑯ DE 197 08 310 A 1

⑮ Int. Cl. 6:
F 16 H 25/06

⑲ Aktenzeichen: 197 08 310.2
⑳ Anmeldetag: 28. 2. 97
㉑ Offenlegungstag: 17. 9. 98

㉒ Anmelder:
IMS Morat Söhne GmbH, 78166 Donaueschingen,
DE

㉓ Vertreter:
Patentanwälte Westphal, Müsgnug & Partner,
78048 Villingen-Schwenningen

㉔ Erfinder:
Dold, Michael, 78166 Donaueschingen, DE

㉕ Entgegenhaltungen:

DE-PS 11 82 011
DE 40 21 923 A1
DE 38 15 118 A1
DE 38 15 048 A1
DE 296 14 738 U1
US 29 06 143

BACHMANN, Otto: Ringband-Getriebe, ein
neuartiger
Antrieb. In: Antriebstechnik, Bd. 29, 1990, Nr. 8,
S.34,36,38,40;
Breakthrough in mechanical drive design: The
Harmonic Drive. In: Machine Design, 14.April 1960,
S.160-173;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

㉖ Untersetzungsgetriebe

DE 197 08 310 A 1

DE 197 08 310 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Untersetzungsgetriebe mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

Solche Getriebe sind allgemein unter der Bezeichnung "Harmonic-Drive" bekannt. Bei diesen Harmonic-Drive-Getrieben befindet sich innerhalb eines starren Stützringes, der eine zylindrische, innenverzahnte Stützfläche aufweist, eine Außenverzahnte, radialflexible Abrollbuchse, die beispielsweise durch eine geeignete Antriebseinrichtung elliptisch verformt wird. Innen- zu Außenverzahnung differieren um ein oder mehrere Zähne. Der Zahnkranz der radialflexiblen Abrollbuchse wird durch einen beispielsweise elliptisch geformten Innenkern einer Antriebseinrichtung in die zylindrische, innenverzahnte Stützfläche des starren Stützringes gedrückt. Aufgrund der unterschiedlichen Zähnezahl von Stützfläche und Abrollbuchse wird ein permanentes, fortlaufendes Versetzen der ineinander greifenden Umfangsabschnitte bewirkt. Eine ganze Umdrehung der Antriebswelle bewirkt hierdurch nur eine Weiterbewegung der Abrollbuchse um die vorgesehene Differenz der Zähnezahl von Stützring und Abrollbuchse. Mit Harmonic-Drive-Getrieben kann deshalb eine sehr hohe Untersetzung erreicht werden.

Ein Beispiel für ein solches Getriebe ist in DE 38 15 118 A1 beschrieben. Zur Verformung der Abrollbuchse ist eine Antriebswelle vorgesehen, auf der im Umfangsrichtung fest stehend ein Getriebeelement mit elliptischen oder wenigstens im wesentlichen elliptischen Querschnitt sitzt. Die Abrollbuchse ist auf diesem Getriebeelement mittels eines Wälzlagers drehbar bzw. verschiebbar angeordnet. Anstelle des Wälzlagers kann auch ein anderes Lager, z. B. ein Gleitlager, vorgesehen sein. Durch die elliptische Gestaltung des erwähnten Getriebeelementes wird die Abrollbuchse ebenfalls elliptisch verformt und an zwei gegenüberliegenden Stellen in Anlage mit der Innenverzahnung des starren Stützringes gebracht.

Ein anderes in diesem Dokument beschriebenes Ausführungsbeispiel des Untersetzungsgetriebes weist als Antriebseinrichtung innerhalb der Abrollbuchse eine Planetenradeite aus. Diese besteht aus einem ersten, auf der Antriebswelle angeordneten und von diesem angetriebenen Sonnenrad, an dessen Umfangsfläche an zwei gegenüberliegenden Stellen zwei Planetenräder im Eingriff stehen. Diese Planetenräder sind an einer auf der Antriebswelle drehbar angeordneten Haltevorrichtung drehbar gelagert. Durch die Planetenräder wird die Abrollbuchse an zwei einander gegenüberliegenden Stellen gegen die Innenseite des Stützringes gedrückt, so daß an diesen Stellen ein Getriebeeingriff stattfindet.

Die Abtriebseite ist bei diesem vorbekannten Getriebe so gestaltet, daß die Abrollbuchse in Richtung Abtriebswelle einen verlängerten Bereich aufweist. Dieser verlängerte Bereich ist mit einem drehbar und konzentrisch zum Stützring gelagerten Übertragungselement über Zapfen drehfest verbunden. Die Zapfen sind am verlängerten Bereich der Abrollbuchse radial angeordnet und greifen in Ausnehmungen des jeweils anderen dieser beiden Elementen ein. Das erwähnte Übertragungselement ist drehfest mit der Abtriebswelle in Verbindung. Durch eine solche Lösung wird eine Beeinflussung durch das Übertragungselement auf die sich verformende Abrollbuchse vermieden, so daß ein verhältnismäßig kompakter Aufbau des gesamten Getriebes gewährleistet ist.

Problematisch bei diesem vorbekannten Getriebe ist die Tatsache, daß die Abtriebswelle mit der gleichen Geschwindigkeit wie die Abrollbuchse dreht. Der Gesamtuntersetzung dieses Getriebes sind daher Grenzen gesetzt.

Ein weiteres Getriebe, das nach Art eines Harmonic-Drive-Getriebes arbeitet, ist aus DE 296 14 738 U1 bekannt. Die Antriebseinrichtung zur Verformung der Abrollbuchse besteht aus einer Vielzahl von im wesentlichen radial verlaufenden und unter sich gleich langen als Speichen oder Stößel ausgebildeten Übertragungselementen, die sich auf einen sogenannten "exzentrischen", insbesondere ellipsenförmigen Antriebskern abstützen, wobei der Hohlkreis des Antriebskerns einen wesentlichen kleineren Durchmesser aufweist als die in ihrer Grundform zylindrische, radialflexible Abrollbuchse. Zur Realisierung des Untersetzungsgetriebes weist die Innenverzahnung des Stützringes eine geringere axiale Breite auf als die Außenverzahnung der Abrollbuchse, wobei konzentrisch zum Stützring ein relativ zu diesem drehbares, zylindrisches Abtriebshohlrad angeordnet ist.

Das Abtriebshohlrad ist mit einer Innenverzahnung versehen und konzentrisch auf einer Abtriebswelle angebracht. Hinsichtlich der Verzahnungen des Stützringes, der Abrollbuchse und des Abtriebshohlrades wird in diesem Dokument stets darauf abgehoben, daß die Abrollbuchse eine Umfangsfläche mit einem einzigen Zahnkranzring mit einer vorgegebenen Zähnezahl aufweist und dieser Zahnkranzring einerseits mit der Innenverzahnung des Stützringes und andererseits mit der Außenverzahnung des Abtriebshohlrades kämmt. Einem solchen Getriebe sind deshalb ebenfalls hinsichtlich der erreichbaren Untersetzungsverhältnisse deutliche Grenzen gesetzt.

Ein weiteres nach einem ähnlichen Prinzip arbeitendes Wellgetriebe ist in DE-PS 11 82 011 beschrieben. Die radialflexible Abrollbuchse besteht entweder aus einer Vielzahl von ringförmig nebeneinanderliegenden, losen Segmenten oder kettenartig aneinanderhängenden Segmenten, die jeweils an ihrer äußeren Umfangsfläche mit Zähnen versehen sind. Wenn die Segmente als Kette ausgebildet sind, werden die Gelenkverbindungen so ausgelegt, daß, wenn die Segmente mit den zugeordneten Zahnkränzen im Eingriff stehen, die Umfangsteilung zwischen dem letzten Zahn des einen Segmentes und dem ersten Zahn des nächsten Segments gleich ist der Umfangsteilung anderer Zähne der Segmente. Zu diesem Zweck müssen die Gelenke in der Nähe der äußeren oder inneren Bahn der Segmente oder zwischen der Höhe der Segmente liegen.

Die Anordnung mit einzelnen, ringförmig nebeneinander lose oder über Gelenk verbundene Segmente macht eine verhältnismäßig komplizierte Auslegung des gesamten Getriebes erforderlich. Allerdings ist in diesem Dokument beschrieben, wie eine höhere Gesamtuntersetzung erreichbar ist. Hierfür weist die aus der Vielzahl von Segmenten bestehende Abrollbuchse dort, wo sie mit der Innenverzahnung des starren Stützringes in Eingriff steht, eine andere Zähnezahl auf als dort, wo diese mit der Außenverzahnung eines Abtriebshohlrades in Verbindung steht. Die Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses der Segmentanordnung dieser Art entspricht der allgemein bekannten Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses eines zusammengesetzten Ausgleichsplanetengetriebes.

Wenngleich mit dem Untersetzungsgetriebe nach DE-PS 11 82 011 dank der unterschiedlichen Zähnezahl der Abrollbuchse im Bereich des Abtriebes und des Antriebes verhältnismäßig hohe Übersetzungsverhältnisse bzw. Untersetzungsverhältnisse erreicht werden können, sind im praktischen Einsatz einem solchen Getriebe Grenzen gesetzt. Dies liegt einerseits an dem verhältnismäßig komplizierten Aufbau des gesamten Getriebes, das eine segmentierte Abrollbuchse bedarf und deshalb nur außerordentlich schwierig herzustellen und zu montieren ist. Darüber hinaus können sich beim Abwälzen der segmentierten Abrollbuchse an den

Innenverzahnungen des starren Stützringes einerseits und des abtriebsseitigen Hohlrades andererseits so starke Eingriffsstörungen der Verzahnungen einstellen, daß ein guter Wirkungsgrad des Getriebes nicht mehr erreichbar ist.

Beim Abwälzen der Verzahnungen können sich die einzelnen Zähne nämlich sowohl auf der Antriebs- als auch auf der Abtriebsseite so zueinander stellen, daß kein kämmender Eingriff mehr möglich ist und damit der Wälzvorgang nicht mehr oder nur noch sehr schwer stattfinden kann. Diese Problematik wird durch die lose bzw. kettenartig nebeneinander liegenden Segmente noch erhöht.

Der vorliegenden Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, das eingangs genannte Harmonic-Drive-Getriebe so weiterzubilden, daß es einerseits sehr einfach herzustellen ist und andererseits einen guten Wirkungsgrad aufweist, indem Eingriffsstörungen der Verzahnungen sowohl auf der Antriebs- als auch Abtriebsseite vermieden werden.

Diese Aufgabe wird durch ein Untersetzungsgetriebe mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Das erfundungsgemäße Untersetzungsgetriebe weist also eine Abrollbuchse auf, die an ihrer Außenmantelfläche zwei axial nebeneinanderliegende und unterschiedliche Zahnezahl Z3 und Z4 aufweisende Verzahnungsringe aufweist. Die Verzahnungsringe sind hierbei vorzugsweise nicht segmentförmig gestaltet, sondern jeweils als geschlossener Ring ausgeführt. Der erste Verzahnungsring ist mit dem einen oder den mehreren ersten Umfangsabschnitten wechselweise mit der Stützfläche des Stützringes in Eingriff gehalten und weist eine dritte Zahnezahl Z3 auf. Der zweite Verzahnungsring ist dagegen mit einem oder mehreren zweiten Umfangsabschnitten wechselweise mit der Ringfläche des Abtriebshohlrades in Eingriff gehalten und weist eine vierte Zahnezahl Z4 auf. Hierbei sind die Zahnezahlen Z1 und Z3 und damit die Zahnezahlen der Innenverzahnung des starren Stützringes und die Zahnezahl des ersten Verzahnungsringes jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Anzahl der in Eingriff gehaltenen ersten Umfangsabschnitte und die Zahnezahlen Z2 und Z4, also die Zahnezahlen der Innenverzahnung des Hohlrades und die Zahnezahl des zweiten Verzahnungsringes der Abrollbuchse jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Anzahl der in Eingriff gehaltenen zweiten Umfangsabschnitte.

Diejenigen Umfangsabschnitte des ersten Verzahnungsringes und zweiten Verzahnungsringes der Abrollbuchse, die mit der Stützfläche des Stützringes bzw. der Ringfläche des Abtriebshohlrades in Eingriff sind, sind durch die Wahl der Antriebeinrichtung vorgegeben. Sofern die beiden Verzahnungsringe der Abrollbuchse jeweils nur an einer Eingriffsstelle bzw. einem Umfangsabschnitt an der Innenverzahnung des Stützringes bzw. der Innerverzahnung des Abtriebshohlrades anliegt, können die Zahnezahlen Z1, Z2, Z3 und Z4 nahezu beliebig gewählt werden. Vorzugsweise werden die Verzahnungsringe der Abrollbuchse jedoch an zwei oder mehreren Eingriffsstellen bzw. Umfangsabschnitten an den Innenverzahnungen des Stützringes bzw. des Abtriebshohlrades in Eingriff gebracht.

Sofern die beiden Verzahnungsringe der radial flexiblen Abrollbuchse jeweils an zwei Umfangsabschnitten an der Innenverzahnung des Stützringes bzw. der Innenverzahnung des Abtriebshohlrades anliegen, ist erfundungsgemäß die Zahnezahl Z1 des Stützringes und die Zahnezahl Z3 des hiermit kämmenden ersten Verzahnungsringes der Abrollbuchse ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 2. Das gleiche gilt für die Zahnezahl der Innenverzahnung des Antriebshohlrades und die Zahnezahl Z4 des zweiten Verzahnungsringes. Sofern drei Eingriffsstellen bzw. Umfangsabschnitte der Abrollbuchse mit dem Stützring bzw. dem Abtriebshohlrad in Eingriff gehalten sind, sind die Zahnezahl Z1 und Z3

bzw. Z2 und Z4 jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 3.

Sofern der erste Verzahnungsring und der zweite Verzahnungsring der Abrollbuchse zueinander jeweils eine unterschiedliche Anzahl von Eingriffsstellen aufweisen, also zum Beispiel der erste Verzahnungsring zwei Eingriffe bzw. Umfangsabschnitte an der Stützfläche des Stützringes und der zweite Verzahnungsring der Abrollbuchse drei Eingriffsstellen bzw. Umfangsabschnitte an dem Abtriebshohlrad sind die Zahnezahlen Z1 und Z3 jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 2 und die Zahnezahlen Z2 und Z4 ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 3.

Es liegt im Rahmen der Erfindung, die Abrollbuchse so zu gestalten, daß deren Außendurchmesser über die gesamte axiale Länge der Abrollbuchse gleich groß ist. Daraufhin aus kann die Abrollbuchse auch so gestaltet sein, daß der Außendurchmesser des ersten Verzahnungsrings vom Außendurchmesser des zweiten Verzahnungsrings differiert.

Die beiden Verzahnungsringe der Abrollbuchse sind erfundungsgemäß radial feststehend zueinander angeordnet. Im einfachsten Fall kann dies dadurch erreicht werden, daß die gesamte Abrollbuchse als einstückiges Teil, vorzugsweise als einstückiges Kunststoffspritze, ausgebildet ist.

Die Abrollbuchse kann jedoch auch zweiteilig gestaltet sein, wobei ein erstes Teil den ersten Verzahnungsring und ein zweites Teil den zweiten Verzahnungsring enthält. Die beiden Teile sind dann über geeignete Mittel drehfest miteinander zu verbinden.

Bei dem erfundungsgemäßen Untersetzungsgetriebe kann die Verformung der Abrollbuchse durch die Antriebeinrichtung auf jede beliebige und als solche bereits bekannte Art und Weise geschehen. Dies kann beispielsweise durch eine Vielzahl von im wesentlichen radial verlaufenden Stufen oder Stößen erfolgen, die auf einem Exzenter- bzw. Polygonantriebskern, der mit der Antriebswelle drehfest verbunden ist, abgestützt sind.

Des Weiteren können die Verzahnungsringe der Abrollbuchse direkt oder unter Zwischenfügung eines Wälzlagers an dem Polygonantriebskern abgestützt sein. Der Polygonantriebskern kann beispielsweise ellipsenförmig oder mindestens annähernd dreiecksförmig ausgestaltet sein. Des Weiteren ist es möglich, die beiden Verzahnungsringe der Abrollbuchse durch ein oder mehrere Planetenräder an die Gegenverzahnung zu drücken. Anstelle der Planetenräder kann die Antriebswelle direkt zwei oder drei Rollen gegen die Innenseite der Abrollbuchse drücken.

In einer Weiterbildung der Erfindung sind die Zahnezahldifferenzen Z1-Z3 und Z2-Z4 mindestens annähernd gleich groß, vorzugsweise genau gleich groß gewählt, so daß auf die Verzahnungen jeweils die gleiche Verformung wirkt und somit ein guter Wirkungsgrad des Untersetzungsgetriebes möglich ist.

Das Untersetzungsgetriebe nach der Erfindung wird nachfolgend anhand von mehreren Ausführungsbeispielen in Zusammenhang mit Figuren näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 Eine schematische Schnittansicht durch ein Untersetzungsgetriebe nach der Erfindung mit einer Abrollbuchse, die zwei verschiedene Verzahnungsringe an ihrer Umfangsfläche aufweist,

Fig. 2 ein Verzahnungsblockschaltbild zu Fig. 1,

Fig. 3 ein erstes Ausführungsbeispiel einer Abrollbuchse mit zwei Verzahnungsringen, die unterschiedlichen Außendurchmessern aufweisen,

Fig. 4 ein zweites Ausführungsbeispiel einer Abrollbuchse mit einem über die gesamte axiale Länge gleichen Außendurchmesser,

Fig. 5 eine Draufsicht auf die Antriebsseite eines weiteren Ausführungsbeispiels eines Untersetzungsgetriebes nach

der Erfindung mit einer Rollen enthaltenden Antriebseinrichtung,

Fig. 6 das Unterstellungsgtriebe von **Fig. 5** entlang der Schnittlinie VI-VI in Schnittansicht,

Fig. 7 ein Unterstellungsgtriebe ähnlich zu **Fig. 5**, jedoch mit einem elliptischen Antriebskern samt Walzlager,

Fig. 8 ein Unterstellungsgtriebe ähnlich zu **Fig. 5**, jedoch mit zwei Planetenräder als Antriebseinrichtung,

Fig. 9 ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Unterstellungsgtriebes gemäß **Fig. 5**, jedoch mit drei Planetenräder als Antriebseinrichtung,

Fig. 10 ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Unterstellungsgtriebes nach der Erfindung, bei dem auf einem elliptischen Antriebskern eine Vielzahl von Stegen als Antriebseinrichtung abgestützt sind,

Fig. 11 die Schnittansicht durch einen annähernd dreieckig gestalteten Antriebskern, der im Unterstellungsgtriebe von **Fig. 5** oder **Fig. 10** einsetzbar ist.

In den nachfolgenden Figuren bezeichnen, sofern nicht anders angegeben, gleiche Bezugszeichen gleiche Teile mit gleicher Bedeutung.

In **Fig. 1** ist schematisch eine Schnittansicht durch ein Ausführungsbeispiel eines Unterstellungsgtriebes nach der Erfindung dargestellt. Die zugehörende **Fig. 2** zeigt das zugehörige Verzahnungsblockschaltbild.

Das Unterstellungsgtriebe weist eine starren Stützring 1, der im vorliegenden Ausführungsbeispiel von **Fig. 1** als Gehäuse ausbildet ist, auf. Der starre Stützring 1 verfügt über eine zylindrische, innenverzahnte und eine erste Zähnezahl Z_1 aufweisende Stützfläche 3. Innerhalb des Stützringes 1 ist eine radialflexible Abrollbuchse 5 mit einer verzahnten Außenmantelfläche 7 angeordnet. Die Abrollbuchse 5 steht mit einem oder mehreren ersten Umfangsabschnitten ihrer Außenmantelfläche 7 in kämmenden Eingriff mit der Stützfläche 3 des Stützringes 1. Die Abrollbuchse 5 weist jedoch eine größere Breite auf als die Breite der Stützfläche 3. Der Antrieb und die Verformung der Abrollbuchse 5 erfolgt nach Art der bekannten und in der Beschreibungseinleitung genannten Harmonic-Drive-Gtriebe, weshalb hier zum Zwecke der Offenbarung ausdrücklich auf die eingangs genannten Dokumente Bezug genommen wird. Die im Zusammenhang mit den nachfolgenden Figuren noch näher erläuterten Antriebseinrichtungen 30 stehen drehfest mit der Antriebswelle 11 in Verbindung.

Die Abtriebsseite des in den **Fig. 1** und **2** dargestellten Unterstellungsgtriebes ist durch ein Abtriebshohlrad 15 realisiert, das eine zylindrische, innenverzahnte und eine zweite Zähnezahl Z_2 aufweisende Ringfläche 17 aufweist, die nach Maßgabe einer durch die Antriebseinrichtung 30 vorgegebenen Drehung ebenfalls in fortlaufendem Wechsel mit der Abrollbuchse 5 in kämmenden Eingriff steht. Im dargestellten Ausführungsbeispiel von **Fig. 1** umgreift das Abtriebshohlrad 15 die Abrollbuchse 5 etwa bis zu deren halben axialen Länge. Das Abtriebshohlrad 15 weist eine kreisförmige Platte 16 auf, die die umlaufende Wandung des Abtriebshohlrades 15 miteinander endseitig verbindet. An diese Platte 16 ist vorzugsweise einstückig eine Abtriebswelle 13 angeformt.

Die Außendurchmesser der beiden Verzahnungsringe 5a, 5b der Abrollbuchse 5 weisen vorzugsweise einen gleichen Außendurchmesser auf. Dies ist in der perspektivischen Ansicht von **Fig. 4** graphisch dargestellt. Der gleiche Außendurchmesser der beiden Verzahnungsringe 5a, 5b der Abrollbuchse 5 sorgt dafür, daß sich bei einer Verformung der Abrollbuchse 5 die Verzahnungen nicht gegenseitig behindern. Hierdurch wird ein besserer Wirkungsgrad des Getriebes erreicht. Allerdings können die Außendurchmesser der beiden Verzahnungsringe 5a, 5b auch ungleich sein (vgl.

hierzu **Fig. 3**).

Im dargestellten Ausführungsbeispiel von **Fig. 1** ist angenommen, daß die Antriebseinrichtung 30 einen feststehend mit der Antriebswelle 11 verbundenen, ellipsenförmigen Antriebskern 41 aufweist, an welchem sich eine Vielzahl von radial sich nach außen erstreckenden, vorzugsweise gleichlangen Stegen bzw. Stößel 40 abstützen. Die Stößel 40 liegen an ihrem dem Antriebskern 41 abgewandten Ende an der Innenwandung der Abrollbuchse 5 an oder wird mit dieser einstückig verbunden und drücken bei Umdrehung der Antriebswelle 11 die Abrollbuchse 5 an zwci gegenüberliegenden Eingriffsstellen bzw. Umfangsabschnitten gegen die Verzahnungen der Stützfläche 3 bzw. der Ringfläche 17 des Abtriebshohlrades 15. Die Wirkungsweise und der Aufbau eines derartigen Unterstellungsgtriebes ist detailliert in der bereits eingangs genannten DE 296 14 738 U1 beschrieben, weshalb hier der Einfachheit halber darauf Bezug genommen wird.

In Weiterbildung dieses bekannten Unterstellungsgtriebes weist jedoch die Abrollbuchse 5 an ihrer Außenmantelfläche 7 nicht nur eine über die gesamte axiale Länge der Abrollbuchse 5 gleichmäßige Verzahnung auf, sondern zwei axial nebeneinander liegende Verzahnungsringe 5a, 5b mit unterschiedlicher Zähnezahl. Der erste Verzahnungsring 5a greift mit einem oder mehreren, im Ausführungsbeispiel von **Fig. 1** mit zwei, Umfangsabschnitten kämmend in die Stützfläche 3 des Stützringes. Der erste Verzahnungsring 5a weist hierfür eine Zähnezahl Z_3 auf. Der zweite Verzahnungsring 5b kämmt dagegen abschnittsweise mit einem oder mit mehreren Umfangsabschnitten, aufgrund des elliptischen Antriebskerns 41 hier mit ebenfalls zwei Umfangsabschnitten, mit der Ringfläche 17 des Abtriebshohlrades 15. Der zweite Verzahnungsring 5b der Abrollbuchse 5 weist die Zähnezahl Z_4 auf.

Durch die unterschiedliche Wahl der Zähnezahl Z_3 und Z_4 können sehr große Untersetzungsverhältnisse des Getriebes erzielt werden.

Um einen optimalen Zahneingriff der Zähne Z_1 und Z_3 bzw. der Zähne Z_2 und Z_4 sicherzustellen, sind die Zähnezahlen Z_1 und Z_3 jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Anzahl der in Eingriff gehaltenen ersten Umfangsabschnitte, also der Anzahl der stets in Eingriff gehaltenen Eingriffsstellen zwischen ersten Verzahnungsring 5a und Stützfläche 3 des Stützringes 1. Die Zähnezahlen Z_2 und Z_4 sind jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Einzahl der in Eingriff gehaltenen zweiten Umfangsabschnitte, also derjenigen Anzahl der Eingriffsstellen zwischen dem zweiten Verzahnungsring 5b und der Ringfläche 17 des Abtriebshohlrades 15.

Kämmt der Verzahnungsring 5a der Abrollbuchse 5 mit der Stützfläche 3 des Stützringes 1 an zwei Stellen und der zweite Verzahnungsring 5b der Abrollbuchse 5 mit der Ringfläche 17 des Abtriebshohlrades 15 ebenfalls an zwci Eingriffsstellen aufgrund der gewählten Antriebseinrichtung 30, wie beispielsweise im Ausführungsbeispiel von **Fig. 1**, so sind die Zähnezahl Z_1 und Z_3 jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 2 und die Zähnezahl Z_2 und Z_4 ebenfalls ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 2.

Durch die gewählte Zähnezahldifferenz Z_1-Z_3 wird eine Relativbewegung der Abrollbuchse 5 erzeugt. Gleichzeitig wird durch den Eingriff des zweiten Verzahnungsringes 5b der Abrollbuchse 5 mit der Innenverzahnung des Abtriebshohlrades 15 die Abtriebswelle 13 angetrieben. Die Geschwindigkeit des Antriebes des Abtriebshohlrades 15 und damit der Abtriebswelle 13 hängt von der Zähnezahldifferenz Z_2-Z_4 ab. Durch die Zähnezahldifferenz Z_2-Z_4 entsteht zwischen der Abrollbuchse 5 und dem Abtriebshohlrad 15 eine Relativbewegung, wobei die Bewegung des Abtriebs-

hohlrades 15 und damit der Abtriebswelle 13 zu der Bewegung der Abrollbuchse im Eingriff zur Stützfläche 3 des Stützringes 1 gegenläufig wirkt.

Der wesentliche Vorteil, auf der Abrollbuchse zwei Verzahnungsringe 5a, 5b mit unterschiedlichen Zähnezahlen Z3 und Z4 aufzubringen, besteht darin, daß ohne Bauraum und Wirkungsgrad zu beeinträchtigen, eine deutlich größere Übersetzung möglich ist.

Die Zähnezahldifferenzen Z1-Z3 und Z2-Z4 sind vorzugsweise möglichst gleich gestaltet da hierdurch auf beide Verzahnungscingriffe die gleiche Verformung wirkt. Obwohl die Abrollbuchse 5 zweckmäßigerverweise einstückig und vorzugsweise als Kunststoffspritzteil gebildet ist, kann die Abrollbuchse 5 auch aus zwei Teilen gebildet sein, die anschließend drehfest miteinander zu verbinden sind.

Die Gesamtübersetzung eines solchen Untersetzungsgetriebes berechnet sich wie folgt

$$i = \frac{Z_1 \cdot Z_4}{Z_3 \cdot Z_2}$$

Ist die Zähnezahl Z4 kleiner als Z3, so drehen sich die Antriebswelle 11 und die Abtriebswelle 13 gleichsinnig. Ist dagegen die Zähnezahl Z4 des zweiten Verzahnungsrings 5b größer als die Zähnezahl Z3 des ersten Verzahnungsrings 5a der Abrollbuchse 5, so drehen sich die Antriebswelle 11 und die Abtriebswelle 13 gegensinnig.

Ein Übersetzungsverhältnis von $i = 441$ ergibt sich beispielsweise dann, wenn die Zähnezahl Z1 = 100, Z2 = 90, Z3 = 98 und Z4 = 88 gewählt ist. Ein Übersetzungsverhältnis von $i = -539$ ergibt sich dann, wenn man Z1 = 100, Z2 = 110, Z3 = 98 und Z4 = 108 wählt.

Wie aus diesen Ausführungsbeispielen ersichtlich, sind die Zähnezahlen Z1 und Z3 jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 2 und die Zähnezahlen Z2 und Z4 ebenfalls ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 2. Dies röhrt daher, daß bei diesen Ausführungsbeispielen davon ausgegangen wurde, daß sowohl der erste Verzahnungsrang 5a mit der Stützfläche 3 des Stützringes 1 an zwei Umfangsabschnitten und der zweite Verzahnungsrang 5b der Abrollbuchse ebenfalls an zwei Umfangsabschnitten an der Ringfläche 17 des Abtriebshohlrades 15 kämmt.

Die beiden Zahlenbeispiele zeigen auch, daß die Zähnezahldifferenzen Z1-Z3 und Z2-Z4 jeweils identisch gewählt sind, da hierdurch auf die kämmenden Verzahnungen vorteilhafterweise die gleiche Verformung wirkt.

In Fig. 5 ist die Draufsicht auf die Antriebsseite eines konkreten Ausführungsbeispiels eines weiteren Untersetzungsgetriebes nach der Erfindung dargestellt. Fig. 6 zeigt die zugehörige Schnittansicht entlang der Schnittlinie VI-VI von Fig. 5. Die Antriebswelle 11 steht drehfest mit einer Trägerplatte 31 in Verbindung. Auf der Trägerplatte 31 sitzen diametral gegenüberliegend zwei Bolzen 33, auf denen jeweils eine Rolle 32 drehbar gelagert aufgesoben ist. Die beiden Rollen 32 weisen die gleiche axiale Länge wie die Abrollbuchse 5 auf und drücken letztere sowohl mit dem ersten Verzahnungsrang 5a als auch mit dem zweiten Verzahnungsrang 5b jeweils an zwei Umfangsabschnitte 7a, 7b bzw. 7x, 7y gegen die Stützfläche 3 des Stützringes 1 bzw. gegen die Ringfläche 17 des Abtriebshohlrades 15.

Hinsichtlich der Wahl der Zähnezahlen Z1 der Stützfläche 3, Z2 der Ringfläche 17 des Abtriebshohlrades 15, Z3 des ersten Verzahnungsrangs 5a und Z4 des zweiten Verzahnungsrangs 5b der Abrollbuchse 5 gilt die oben erläuterte Vorschrift. Im dargestellten Ausführungsbeispiel der Fig. 5 und 6 sind die Zähnezahlen Z1 und Z3 wiederum jeweils ein

ganzzahliges Vielfaches der Zahl 2 und die Zähnezahlen Z2 und Z4 auch ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 2, da sowohl die Antriebs- als auch Abtriebsseite des Untersetzungsgetriebes jeweils an zwei Umfangsabschnitten in Eingriff gehalten sind.

In Fig. 7 und 8 sind weitere Ausführungsbeispiele von Harmonic-Drive-Getrieben dargestellt, bei denen die Antriebseinrichtung 30 dafür sorgt, daß zwei Umfangsabschnitte der Abrollbuchse 5 in dauerhaften Eingriff mit einer gegenüberliegenden Verzahnung sind. In den Fig. 7 und 8 sind jeweils die Abtriebsseiten des Untersetzungsgetriebes nach der Erfindung dargestellt. Die beiden in Eingriff stehenden Umfangsflächen bzw. Eingriffsstellen sind hier wiederum mit dem Bezugzeichen 7x und 7y markiert.

15 In Fig. 7 ist die Antriebseinrichtung 30 durch einen auf der Antriebswelle 11 sitzenden, elliptischen Antriebskern gebildet. Zwischen der Innenfläche der Abrollbuchse 5 und der Außenseite dieses Antriebskerns 41 sitzt ein Wälzlager 42 mit einer Vielzahl von Kugeln 21.

20 In Fig. 8 ist die Antriebseinrichtung 30 durch Planetenräder 43 gebildet, die kämmend oder gleitend von einer auf der Antriebswelle 11 sitzenden Rolle angetrieben werden.

Im Ausführungsbeispiel von Fig. 9 ist eine Antriebseinrichtung 30 gezeigt, die dafür sorgt, daß drei Umfangsflächen 7a, 7b, 7c bzw. 7x, 7y, 7z mit der Innenverzahnung des Stützringes 1 bzw. der Innenverzahnung des Abtriebshohlrades 15 kämmen. Auf der Antriebswelle 11 sitzt hierfür ein Antriebsrad 44, das drei im Winkel von 120° zueinander versetzte Planetenräder 43 bzw. Planetenrollen 43 antreibt.

25 Bei diesem Ausführungsbeispiel sind die Zähnezahlen Z1 des Stützringes 1 und Z3 des ersten Verzahnungsrangs 5a jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 3. Sofern auf der Abtriebsseite ebenfalls eine solche Anordnung vorgesehen ist, sind die Zähnezahlen Z2 des Abtriebsrades 15 und Z4 des zweiten Verzahnungsrangs 5b der Abrollbuchse 5 ebenfalls jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Zahl 3.

30 Fig. 10 zeigt die Draufsicht auf die Antriebsseite eines Untersetzungsgetriebes, das nach Art des in DE 296 14 738 U1 beschriebenen Getriebes gestaltet ist. Der erste Verzahnungsrang 5a der Abrollbuchse 5 ist, wie Fig. 10 zeigt, wiederum an zwei diametral gegenüberliegenden Umfangsabschnitten mit der Innenverzahnung des Stützringes 1 kämmend in Eingriff. Dies wird durch eine elliptischen Antriebskern 41 der Antriebseinrichtung 30 erreicht. Um den ersten Verzahnungsrang 5a an drei Umfangsabschnitten mit der Stützfläche kämmend in Eingriff zu bringen, kann der Antriebskern 41 eine mindestens annähernd dreieckförmige Querschnittsform, wie in Fig. 11 gezeigt, aufweisen.

35 Obwohl in den Figuren jeweils davon ausgegangen wird, daß sowohl die Antriebs- als auch Abtriebsseite des Untersetzungsgetriebes eine gleiche Anzahl von in Eingriff gehaltenen Umfangsabschnitten aufweist, kann jederzeit vorgesehen werden, diese Anzahl auch unterschiedlich zu wählen. Hierfür ist die Antriebseinrichtung 30 so gestaltet, daß die Abrollbuchse 5 im Bereich des ersten Verzahnungsrangs 5a beispielsweise nur an zwei Stellen auseinandergedrückt wird, während im Bereich des zweiten Verzahnungsrangs 5b der Abrollbuchse 5 letztere an drei Stellen gegen die Innenverzahnung des Abtriebshohlrades 15 gedrückt 40 wird.

Bezugszeichenliste

- 1 Stützring
- 3 Stützfläche
- 5 Abrollbuchse
- 5a erste Verzahnungsrang
- 5b zweite Verzahnungsrang

7 Außenmantelfläche	
7a, 7b, 7c erste Umfangsabschnitte	
7x, 7y, 7z zweite Umfangsabschnitte	
11 Antriebswelle	5
13 Abtriebswelle	
15 Abtriebshohlrad	
16 Platte	
17 Ringfläche	
21 Kugeln	
30 Antriebeinrichtung	10
31 Trägerplatte	
32 Rollen	
33 Zapfen	
40 Stege, Stößel	
41 Antriebskern	15
42 Wälzlagern	
43 Planetenräder	
VI-VI Schnittlinie	
Patentansprüche	20

1. Untersetzungsgetriebe mit folgenden Merkmalen:
- 1.1. einen starren Stützring (1) mit einer zylindrischen, innenverzahnten und eine erste Zähnezahl Z1 aufwcisenden Stützfläche (3); 25
 - 1.2. eine radialflexible Abrollbuchse (5) mit einer verzahnten Außenmantelfläche (7);
 - 1.3. eine mit einer Antriebswelle (11) verbundene Antriebeinrichtung (30), durch welche ein oder mehrere erste Umfangsabschnitte (7a, 7b; 7a, 7b, 7c) der Außenmantelfläche (7) der Abrollbuchse (5) mit der Stützfläche (3) des Stützringes (1) in Eingriff gehalten sind;
 - 1.4. ein mit einer Abtriebswelle (13) verbundenes Abtriebshohlrad (15), welches eine zylindrische, innenverzahnte und eine zweite Zähnezahl Z2 aufweisende Ringfläche (17), die nach Maßgabe einer durch die Antriebeinrichtung (30) vorgegebenen Drehung cbcnfalls mit der Abrollbuchse (5) in Eingriff steht, enthält; **gekennzeichnet durch folgende Merkmale:**
 - 1.5. die Abrollbuchse (5) weist an ihrer Außenmantelfläche (7) zwei axial nebeneinanderliegende und unterschiedliche Zähnezahlen Z3 und Z4 aufweisende Verzahnungsringe (5a, 5b) auf; 45
 - 1.5.1. der erste Verzahnungsring (5a) ist mit dem einem oder den mehreren ersten Umfangsabschnitten (7a, 7b; 7a, 7b, 7c) mit der Stützfläche (3) des Stützringes (1) in Eingriff gehalten und weist eine dritte Zähnezahl Z3 auf;
 - 1.5.2. der zweite Verzahnungsring (5b) ist mit einem oder mehreren zweiten Umfangsabschnitten (7x, 7y; 7x, 7y, 7z) mit der Ringfläche (17) des Abtriebshohlrades (15) in Eingriff gehalten und weist eine vierte Zähnezahl Z4 auf;
 - 1.6. die Zähnezahlen Z1 und Z3 sind jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Anzahl der in Eingriff gehaltenen ersten Umfangsabschnitte (7a, 7b; 7a, 7b, 7c); 60
 - 1.7. die Zähnezahlen Z2 und Z4 sind jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Anzahl der im Eingriff gehaltenen zweiten Umfangsabschnitte (7x, 7y; 7x, 7y, 7z).
2. Untersetzungsgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Verzahnungsring (5a) der Abrollbuchse (5) ständig mit zwei oder drei ersten

- Umfangsflächen (7a, 7b; 7a, 7b, 7c) an der Stützfläche (3) anliegt.
3. Untersetzungsgetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Verzahnungsring (5b) der Abrollbuchse (5) ständig mit zwei oder drei zweiten Umfangsflächen (7x, 7y; 7x, 7y, 7z) an der Ringfläche (17) des Abtriebshohlrades (15) anliegt.
 4. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der erste und zweite Verzahnungsring (5a, 5b) der Abrollbuchse (5) einen gleichen Außendurchmesser aufwiesen.
 5. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der erste und zweite Verzahnungsring (5a, 5b) der Abrollbuchse (5) einen ungleichen Außendurchmesser aufweisen.
 6. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Verzahnungsringe (5a, 5b) der Abrollbuchse (5) zueinander radial feststehend angeordnet sind.
 7. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die gesamte Abrollbuchse (5) als einstückiges Kunststoffteil ausgebildet ist.
 8. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Abrollbuchse (5) ein erstes den ersten Verzahnungsring (5a) enthaltendes Teil und ein zweites den zweiten Verzahnungsring (5b) enthaltendes Teil aufweist, und daß beide Teile drehfest miteinander verbunden sind.
 9. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Verzahnungsringe (5a, 5b) der Abrollbuchse (5) durch eine Vielzahl von im wesentlichen radial verlaufenden Stegen (40) oder Stößel auf einem Polygonantriebskern (41), der mit der Antriebswelle (11) drehfest verbunden ist, abgestützt sind.
 10. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Verzahnungsringe (5a, 5b) der Abrollbuchse (5) direkt oder unter Zwischenfügung eines Wälzlagers (42) an einem Polygonantriebskern abgestützt sind.
 11. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Verzahnungsringe (5a, 5b) der Abrollbuchse (5) über ein oder mehrere Planetenräder (43) an der Antriebswelle (11) abgestützt sind.
 12. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebeinrichtung (30) eine mit der Antriebswelle (11) drehfest verbundene Trägerplatte (31) aufweist, auf welcher mindestens eine Rolle (32) sitzt, die sich an der Abrollbuchse (5) abstützt.
 13. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Zähnezahl Z4 kleiner als Z3 ist.
 14. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Zähnezahl Z4 größer als Z3 ist.
 15. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Zahnhöhen der Verzahnungen Z1, Z2, Z3 und Z4 mindestens annähernd gleich groß gewählt sind.
 16. Untersetzungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Zähnezahldifferenzen Z1-Z3 und Z2-Z4 mindestens annähernd gleich groß, vorzugsweise genau gleich groß gewählt

DE 197 08 310 A 1

11

12

sind.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65.

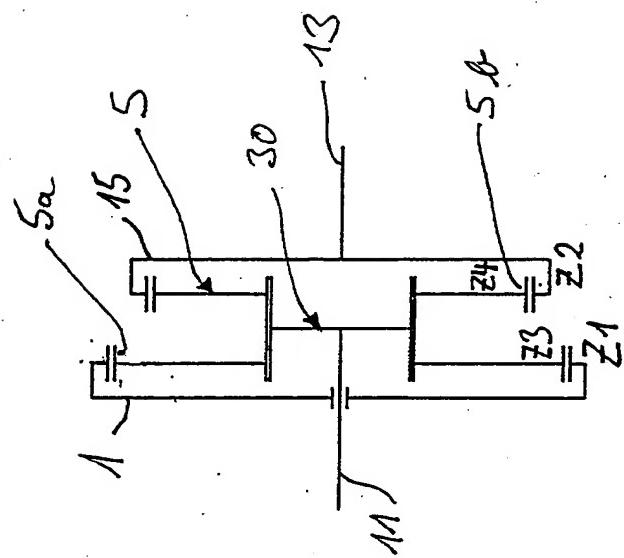


Fig. 2

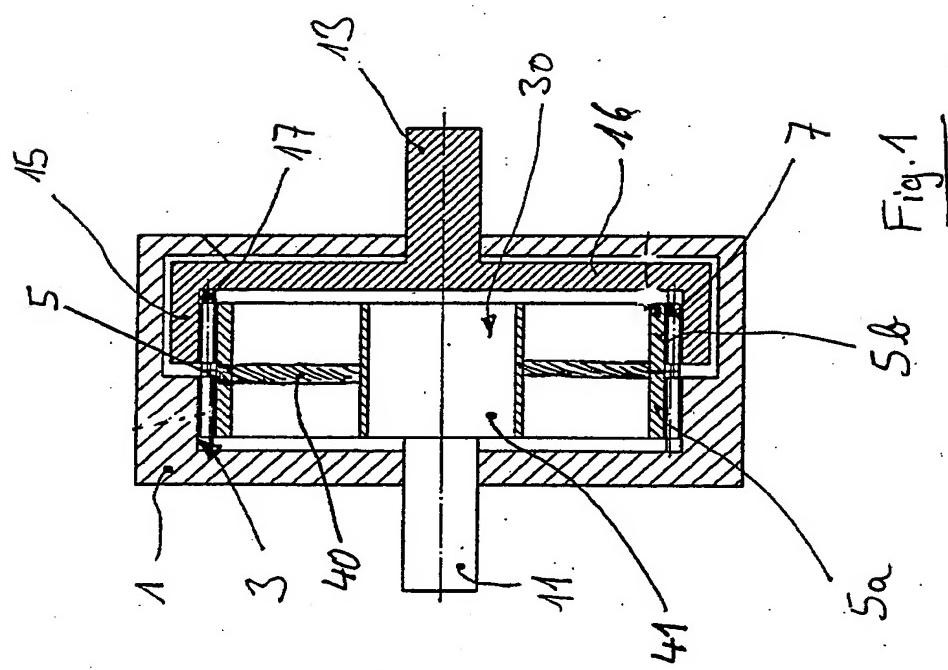


Fig. 1

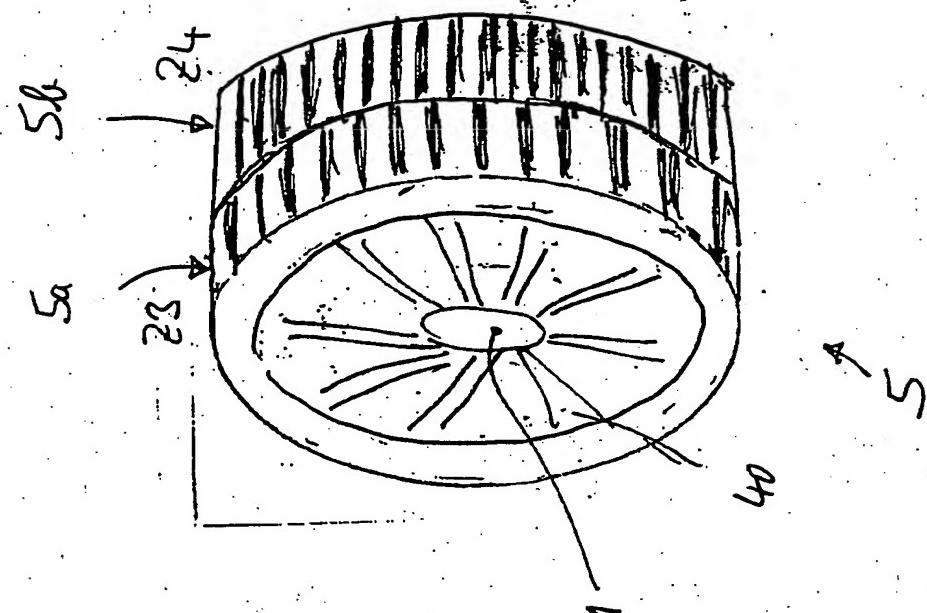


Fig. 4

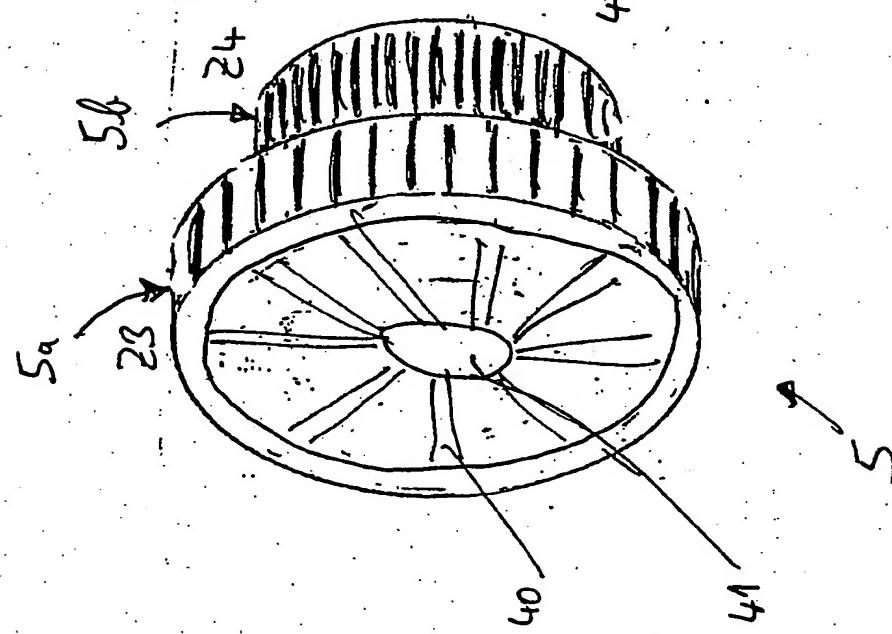
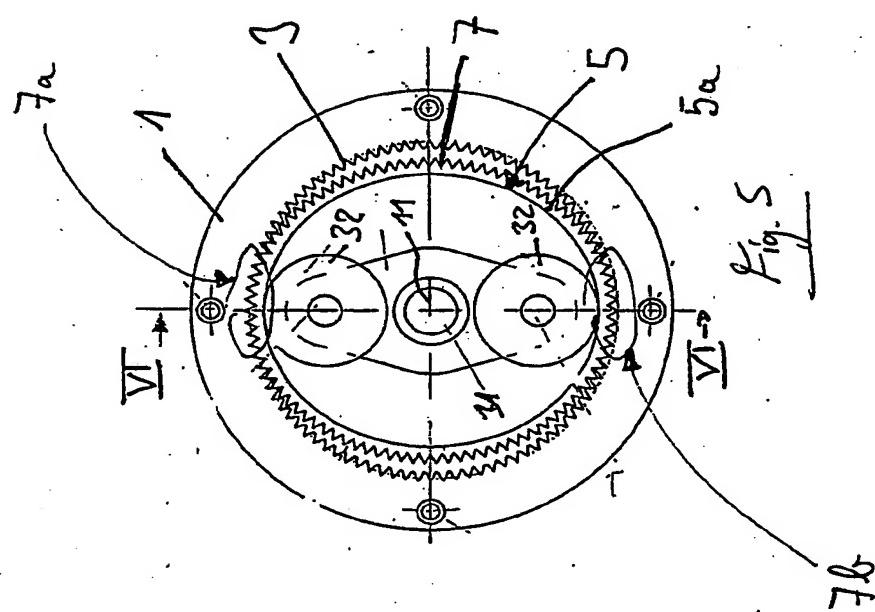
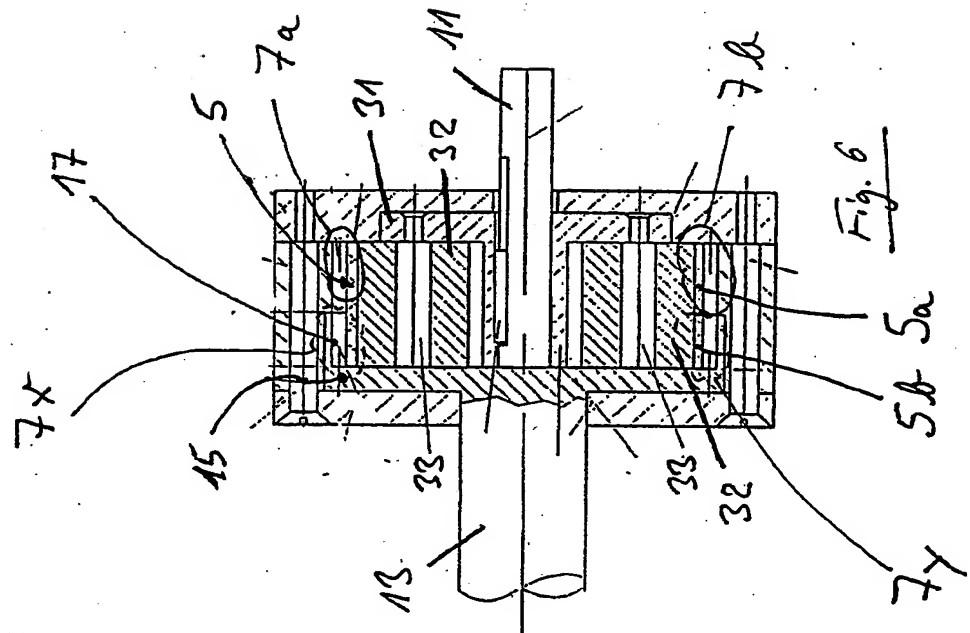


Fig. 3



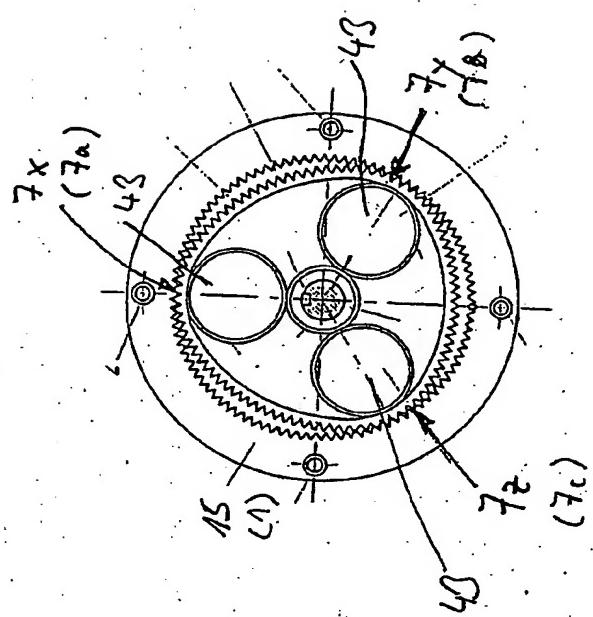


Fig. 9

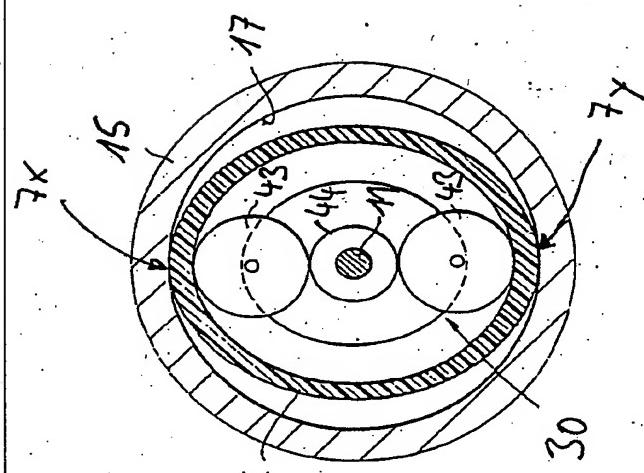


Fig. 8

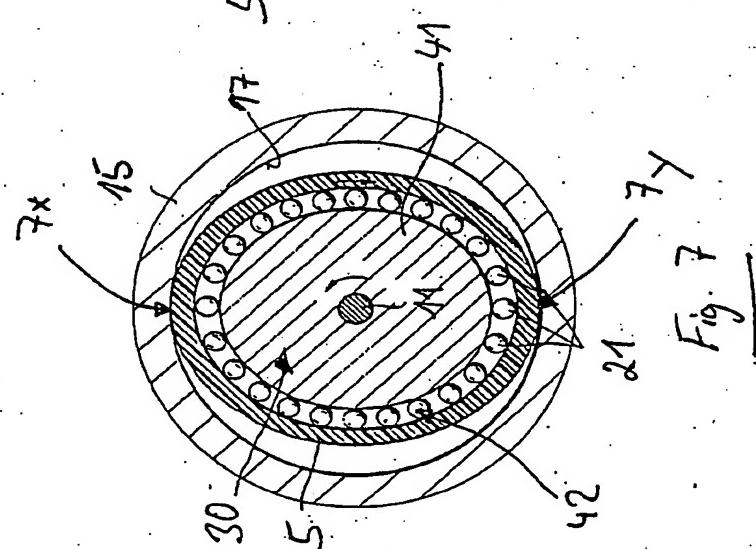


Fig. 7

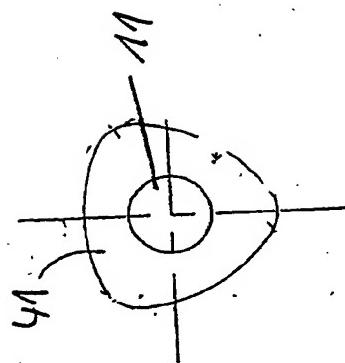


Fig. 11

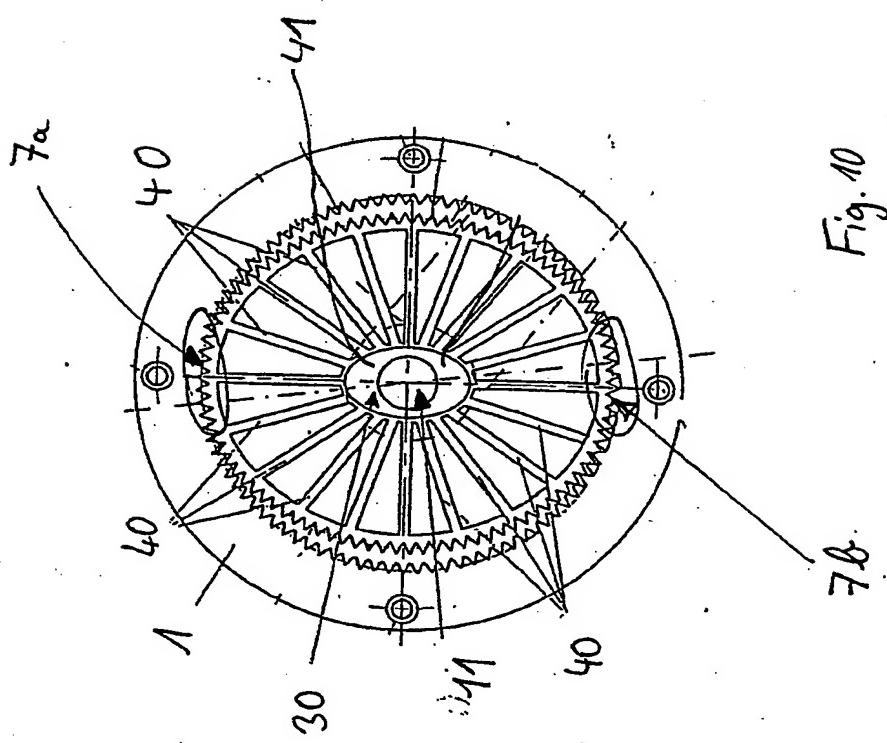


Fig. 10